

VŠB – Technická univerzita Ostrava  
Fakulta strojní  
Katedra výrobních strojů a zařízení

Konstrukční řešení krytu řídicí jednotky

Design of Case for Control Unit

Student:

Bc. Matěj Bartecký

Vedoucí diplomové práce:

Ing. Michal Kolesár Ph. D.

Ostrava 2013

VŠB - Technická univerzita Ostrava  
Fakulta strojní  
Katedra výrobních strojů a konstruování

## Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Matěj Bartecký**  
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství  
Studijní obor: 3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství  
Specializace: 20 Výrobní stroje a zařízení  
Téma: **Konstrukční řešení krytu řídicí jednotky**  
**Design of Case for Control Unit**

### Zásady pro vypracování:

Navrhněte vhodné konstrukční řešení plastové krytky řídicí jednotky pro osobní automobil. Řešení krytky musí splňovat vlastnosti tvaru žeber tak, aby deska plošných spojů byla dostatečně držena v plastovém krytu a zároveň tak, aby montážní síla nebyla příliš vysoká. Kryt desky plošných spojů musí být využit stávající, pouze vnitřní dispozice žeber a úchytlů mohou být změněny. V práci využijte počítačovou simulaci pro deformační a napěťovou analýzu.

### Parametry:

Rozměry desky plošných spojů

Délka: 80 mm

Šířka: 76 mm

Tloušťka:  $1.6 \pm 0.2$  mm

Hmotnost: 26,8g

### Definice vibračního zatížení

Frekvence 5 - 12,2Hz 10mm posuv

Frekvence 12,3-100Hz 3g zrychlení

Frekvence 100-1000Hz 1g zrychlení

### Seznam doporučené odborné literatury:

LIENVEBER, J., VÁVRA, P.: *STROJNICKÉ TABULKY* Třetí doplněné vydání, ALBRA – pedagogické nakladatelství, Úvaly, Havlíčkova 197, 2006.

KUBA, F.: *Pružnost a pevnost*, Vysoká škola báňská Ostrava, Ediční středisko VŠB, Ostrava 1990.

HUBKA, Vl. *Konstrukční nauka*, Heurista, Zürich, 1995. 118 s. ISBN 80-90-1135-0-8.

V. KOLÁŘ, I. NĚMEC, V. KANICKÝ: *FEM principy a praxe metody konečných prvků*, 2001, ISBN: 80-72-2602-1-9

STEINBERG, DAVE S.: *Vibration analysis for electronic equipment*, 2000, ISBN: 0-471-37685-X

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **Ing. Michal Kolesár**

Datum zadání: 14.12.2012

Datum odevzdání: 20.05.2013



doc. Dr. Ing. Ladislav Kovář  
vedoucí katedry



doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.  
děkan fakulty

### Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou (bakalářskou) práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové (bakalářské) práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě .....

.....

podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou (bakalářskou) práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou (bakalářskou) práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová (bakalářská) práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové (bakalářské) práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou (bakalářskou) práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě : .....

.....

podpis

Jméno a příjmení autora práce: Matěj Bartecký

Adresa trvalého pobytu autora práce: Kunčice pod Ondřejníkem 0470, Kunčice pod Ondřejníkem, 73413

**Anotace diplomové práce**

Bartecký, M. Konstrukční řešení krytu řídicí jednotky: *diplomová práce*. Ostrava : VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra výrobních strojů a zařízení, 2013, 45 s. Vedoucí práce: Kolesár M.

Motivací pro tuto diplomovou práci je řešení praktického konstrukčního uzlu pro firmu Continental. Jedná se zejména o nalezení optimálního tvaru plastových žeber krytu řídicí jednotky osobního automobilu. V této práci bude zpracována deformační, napět'ová analýza pomocí metody konečných prvků (MKP). Na základě výsledků budou navrženy tvary žeber tak, aby deska plošných spojů byla optimálně držena v plastovém krytu a zároveň montážní síla nebyla příliš vysoká. Pro řešení deformačně napjatostní analýzy bylo použito pre/postprocesoru ANSYS classic, workbench, solveru ANSYS classic. Pro analytické výpočty byl použit sw. MS EXCEL. Veškerá 3D dokumentace byla zpracovávána v sw. CATIA V5R19SP3 64bit

**Annotation of master thesis**

Bartecký, M. Design of Case for Control Unit: *Master thesis*. Ostrava : VŠB – Technical university of Ostrava, Faculty of mechanical engineering, Departement of production machines and design, 2013, 45 p. Thesis head: Kolesár M.

Motivation for this thesis is solving practical design node for the Continental company. The main aim is to find optimal shape of plastic ribs inside of the control unit. Proposed thesis contains stress and deformation analysis, which has been carried out with aim of finite element method. On the basis of gained results, there will be designed shape of the ribs resulting in optimal clamping of PCB inside of plastic case . At the same time, the assembly force mustn't be too high. For stress and deformation analysis, there was used pre/postprocessor ANSYS classic, workbench, solver ANSYS classic. Analytic solution was carried out by sw. MS EXCEL. All 3D models were made in CATIA V5 V5R19SP3 64bit.

**OBSAH**

1. Úvod .....	11
2. Popis problémové situace: .....	12
3. Cíle práce .....	14
4. Rešerše .....	14
4.1. Rešerše konstrukčních řešení .....	14
4.2. Rešerše numerického řešení .....	17
5. Definice krytu pro optimalizaci .....	18
6. Numerická analýza stávajícího krytu při montáži .....	20
6.1. Stanovení elasto-plastického materiálového modelu .....	21
6.2. Nastavení okrajových podmínek analýzy – experimentu .....	22
6.3. Nastavení parametrů sítě .....	24
6.4. Popis použitých elementů .....	26
6.5. Nastavení kontaktů .....	28
6.6. Nastavení řešiče .....	28
6.7. Vyhodnocení výsledků .....	29
7. Konstrukční řešení žeber svírajících DPS + implementace do stávajícího krytu .....	30
7.1. stanovení tvaru žebra .....	31
7.2. porovnání navržených variant .....	32
7.3. Nastavení nelineární analýzy stability .....	33
7.4. vyhodnocení výsledků žebra tvaru 1 .....	34
8. Výpočet optimalizovaného krytu na provozní zatížení .....	36

---

8.1. Nastavení modální analýzy .....	37
8.2. Vyhodnocení výsledků .....	39
9. Závěr .....	44



**Seznam použitého značení**

DPS .....	deska plošných spojů	[--]
ECU.....	electronic control unit	[--]
$F_n$ .....	normálová složka síly	[N]
$\{F\}$ .....	vektor globálního zatížení	[N]
$K_{\text{normal}}$ .....	normálová tuhost	$[N \cdot mm^{-3}]$
$[K]$ .....	globální matice tuhosti	[--]
MKP.....	metoda konečných prvků	[--]
$[M]$ .....	globální matice hmotnosti	[--]
$P$ .....	potenciál vnějšího zatížení	[]
$W$ .....	energie napjatosti tělesa $\Omega$	[]
$x_{\text{pene}}$ .....	normálová penetrace	[mm]
$a_x$ .....	zrychlení ve směru x	$[m \cdot s^{-2}]$
$a_y$ .....	zrychlení ve směru y	$[m \cdot s^{-2}]$
$a_z$ .....	zrychlení ve směru z	$[m \cdot s^{-2}]$
$c$ .....	koeficient bezpečnosti	[--]
$f$ .....	koeficient smykového tření	[--]

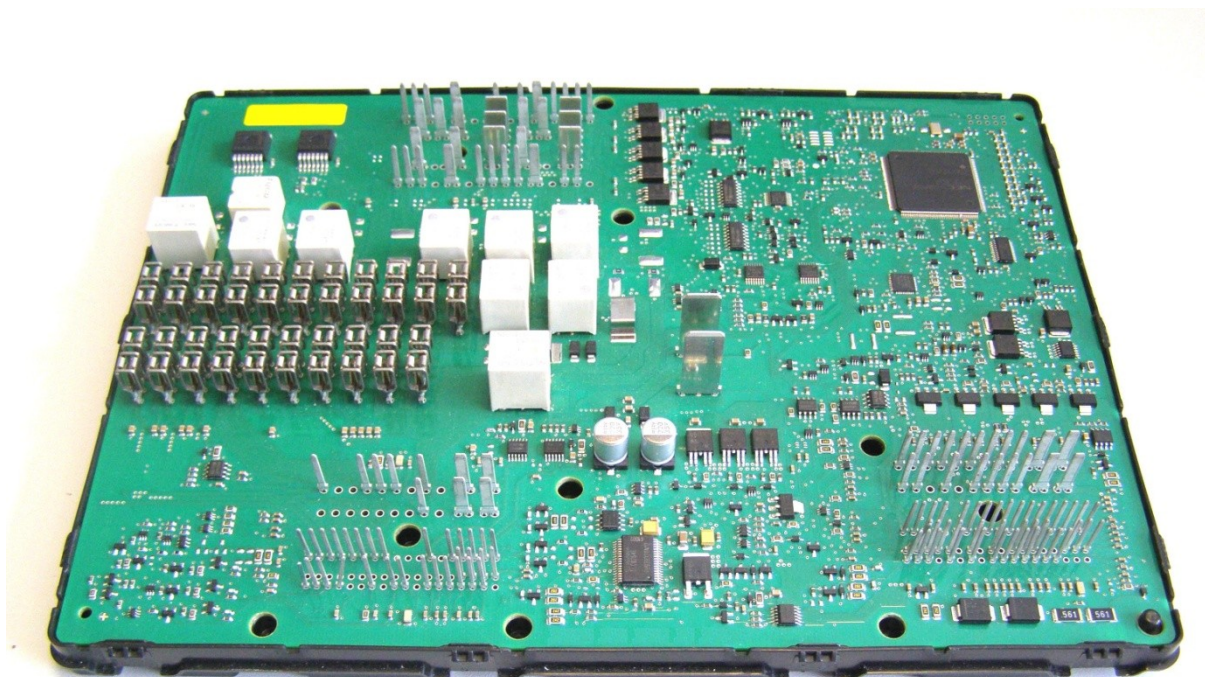
---

$m_{DPS}$	..... hmotnost DPS včetně osazených komponent	[kg]
$\{\Delta\}$	..... vektor neznámých deformačních parametrů	[]
$[\Phi]$	..... modální matice	[--]
$[\Omega^2]$	..... diagonální matice	[--]
$\{\sigma\}$	..... napěťový vektor	[MPa]
$\sigma_e$	..... ekvivalentní napětí	[MPa]
$\sigma_y$	..... napětí na mezi úměrnosti	[MPa]

## 1. Úvod

S rozvojem komfortu a řízení osobního automobilu je čím dál víc využíváno elektronických komponent. Tyto elektronické součástky jsou velmi citlivé na mechanické zatěžování a povětrnostní vlivy, proto jsou uloženy v krytech.

**obr. 1 Deska plošných spojů uložena do spodního krytu**

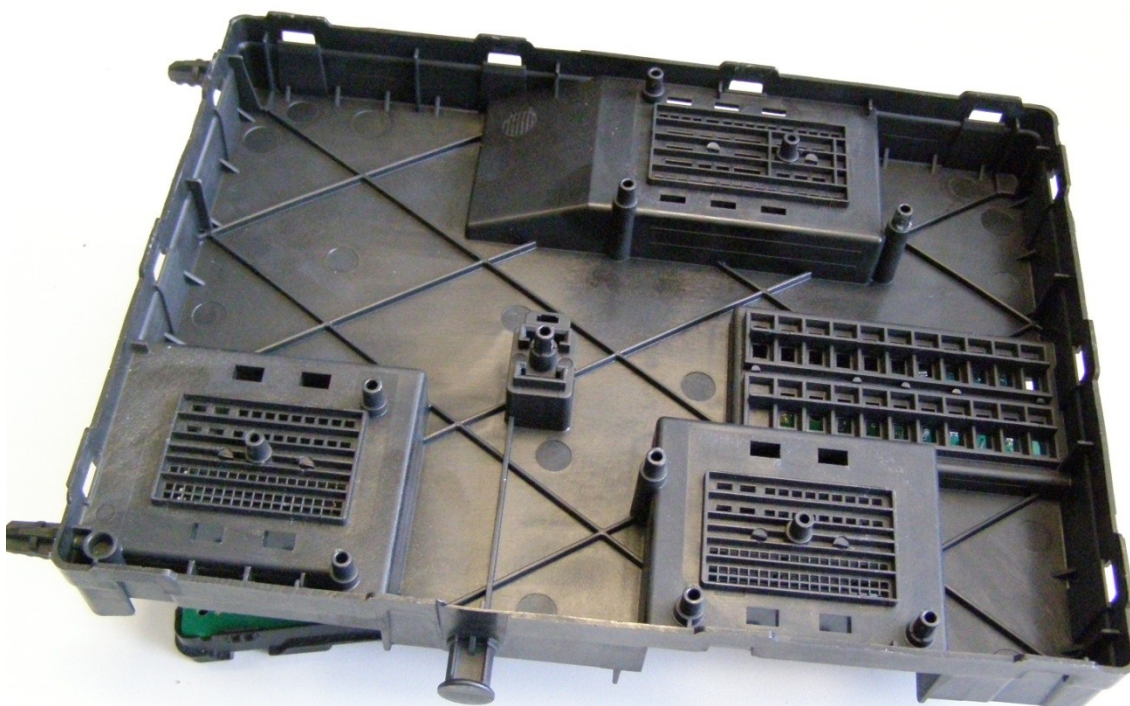


Pro každou řídicí jednotku je zvlášť vyvíjen kryt. Nejvýznamnější požadavky na kryty jsou chránit Desku Plošných Spojů (dále jen DPS) proti mechanickému poškození, optimálně držet DPS, tlumit rázy, chránit DPS proti povětrnostním vlivům, zajistit odvod tepla z DPS.

Oblasti použití řídicích jednotek:

- Řízení motoru (proces spalování, regulace výkonu ...)
- Řízení vozu (ABS, EDB ...)
- Řízení komfortní elektroniky (elektrické ovládání oken, centrální zamykání ...)
- Zabezpečovací technika (alarm, GPS sledování vozu ...)

obr. 2 Horní kryt DPS



## 2. Popis problémové situace:

DPS musí být sevřena kryty silou v rozmezí 100 – 300 N. Příliš nízká velikost sevření může způsobit uvolnění DPS a možnost poškození některých elektrických komponent nebo při provozu může řídicí jednotka vydávat nežádoucí zvuky (klepající DPS či jiné část krytu). Při příliš velké síle sevření může dojít jednak k problémům se skládáním krytů do sebe, ale také k příliš velké deformaci DPS a tím k poškození elektrických komponent (např. keramické odpory praskají již při 0,5% poměrném prodloužení DPS).

Většinou jsou kryty vyráběny z plastických hmot, které jsou pro velkosériovou výrobu vhodné. Nevýhodou jsou pak nízké mechanické vlastnosti plastu, creep, velká tepelná roztažnost, výrobně vysoké tolerance. Stávající žebra jsou nevyhovující zejména proto, že nedovolují velké toleranční pásmo výroby a s tím spojené problémy. Při výrobě na spodní mezi tolerančního pásma se stává že DPS není sevřena vůbec a je držena pouze čepy. V případě horní meze je DPS sevřena příliš a jsou značné problémy s montáží, někdy jsou i poškozeny elektronické komponenty.

**obr. 3 Standardní fixační prvky DPS**

Žebro na obrázku vlevo je velmi často používáno pro podepření DPS. Toto řešení je výrobně velmi jednoduché a levné. Zásadní nevýhodou je vysoká tuhost a tím není schopno dodržet upínací sílu v návaznosti na toleranční pásmo. Čep na obrázku vpravo má po obvodu deformační žebra, která způsobí vytěsnění otvoru v DPS a vytváří poměrně velmi kvalitní opěrný bod. Nevýhodou tohoto řešení je poměrně velká montážní síla a také zplastizování deformačních žeber.

Návrhy lze počítat analytickou metodou použitím Hertzovy teorie o styku pevných elastických těles je možno spočítat elastickou deformaci a také i napětí. Tato metoda platí pouze pro kontaktní páry typu:

- Koule – rovina
- Válec – rovina
- Koule – koule
- Válec – válec

Pro plastické hmoty využití této metody nestačí zejména z důvodů plasticity, nestandardních tvarů atd..

Pro přesnější zjištění chování žeber v kontaktu s DPS je vhodnější využít metody konečných prvků. Tato numerická metoda simuluje průběhy napětí, deformací, vlastních frekvencí a tvarů, přestupů tepla a mnoho dalšího.



### 3. Cíle práce

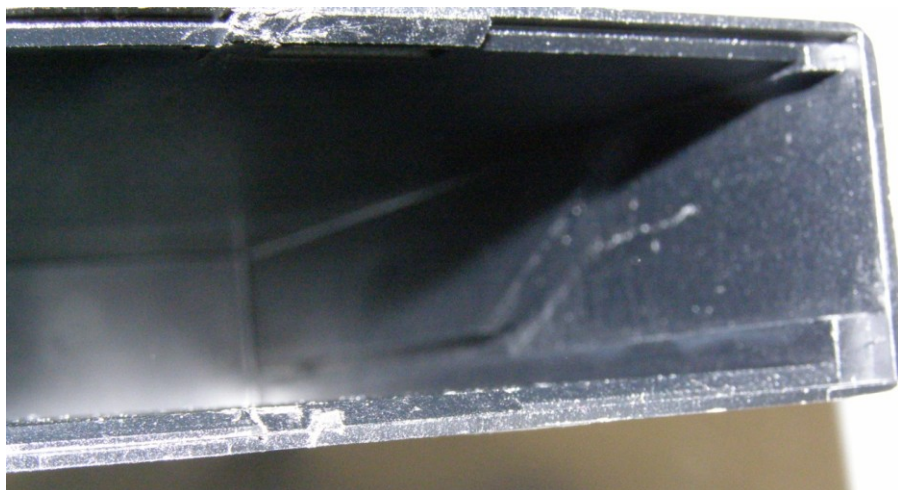
- Najít optimální tvar žeber držících DPS z hlediska síly montážní, svírací a respektovat nároky velkosériové výroby.
- Stanovit pro optimalizovaný tvar žebra graf přitlačné síly na deformaci a definovat mezní deformaci.
- Tento optimální tvar stanovit pro zadaný tvar a materiál krytu.
- Na výsledný kryt aplikovat zatížení a vyzkoušet a tím optimalizovaný tvar otestovat

### 4. Rešerše

#### 4.1. Rešerše konstrukčních řešení

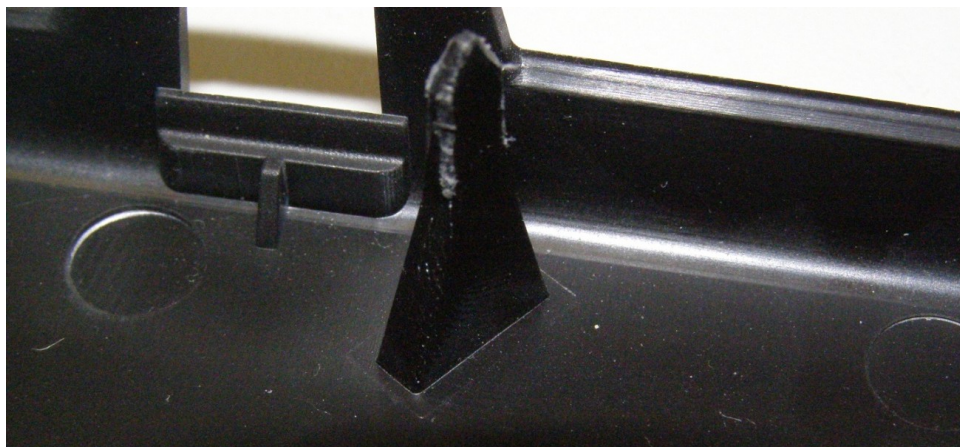
Každý výrobce řídicích jednotek má svá konstrukční řešení žeber podpírajících a držících DPS. Většinou mají ECU výše zobrazené typy žeber. Krom těchto se také využívají další konstrukční varianty:

**obr. 4 varianta 1**



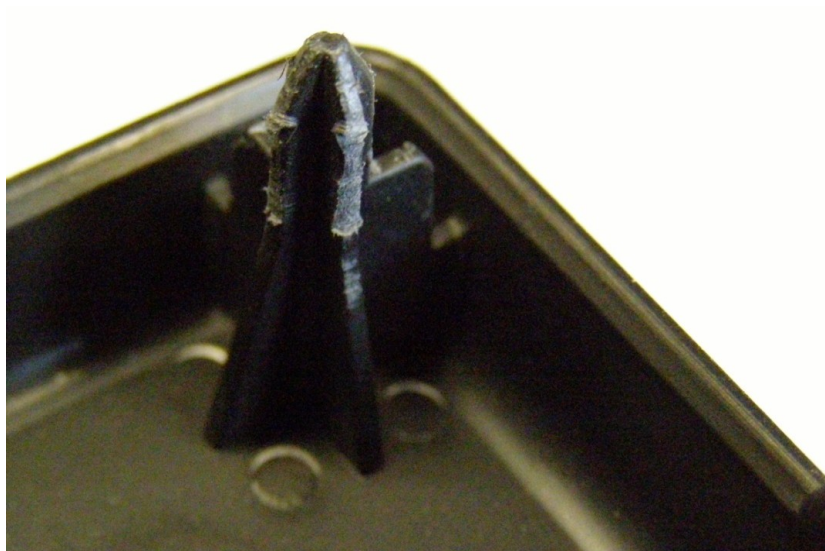
DPS je zasunuto do klínové drážky, která jej svírá. Tato varianta je vhodná pro menší rozměry DPS s menším počtem konektorů. Výhodou je levná výroba krytu, dobré držení DPS.

**obr. 5 varianta 2**



Deformační klínové kolíky jsou výrobně velmi levnou variantou žebra. Značnou nevýhodou je nutnost děr v DPS což zvyšuje její výrobní náklady ale také náchylnost k ulomení při montáži. Při vícenásobném sundání a nasazení DPS vznikají výrazné otřepty (viz. Obr. 5).

**obr. 6 varianta 3**



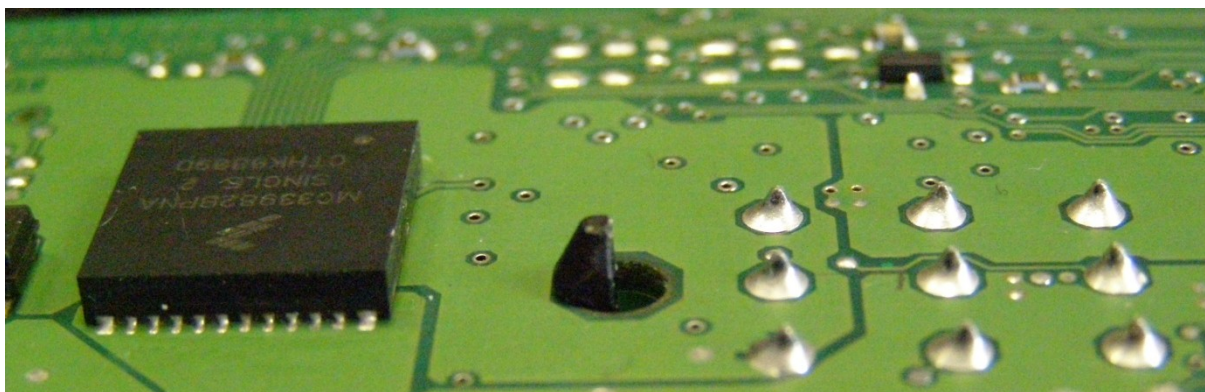
Modifikací varianty 2 přidáním druhého žebra do kříže vzniká poměrně tuhý čep. Tím ztrácí nevýhodu nízké tuhosti a náchylnosti k ulomení. Bohužel stále zůstávají ostatní nevýhody varianty 2.

**obr. 7 varianta 4**



Toto řešení respektuje velké toleranční meze výroby. Zároveň je velmi snadné navrhnout optimální přítlačnou sílu. Značnou nevýhodou tohoto návrhu je špatná ochrana proti povětrnostním vlivům zejména pak vodotěsnost.

**obr. 8 varianta 5**





Touto možností jsou zajištěny všechny základní požadavky uchycení DPS, zároveň však je tato varianta výrobně nejdražší. Navíc závsky jsou při montáži náchylné na ulomení.

## 4.2. Rešerše numerického řešení

MKP je numerická metoda pro získání přibližného řešení daného problému. Pro deformačně formulovanou úlohu se u lineárně pružného tělesa vychází z lagrangeového variačního principu.

*„Mezi všemi funkcemi posuvů, které zachovávají spojitost tělesa a splňují geometrické okrajové podmínky, se realizují ty, které udělají celkové potenciální energii  $\Pi$  stacionární hodnotu.“*

Všeobecně je celková potenciální energie  $\Pi$  závislá na spojitých funkcích  $u$ ,  $v$ ,  $w$ , z nichž každá zobrazuje nekonečné množství hodnot v nekonečně mnoha bodech řešené oblasti. Základem metody je rozdělit danou součást na konečný počet prvků. V MKP jsou aproximační funkce posuvů vyjádřeny zhruba jako součet předem určených funkcí  $\tilde{u}_i$ ,  $\tilde{v}_j$ ,  $\tilde{w}_k$  nazývaných básovými funkcemi. Ty jsou násobeny neznámými koeficienty.

$$u = \sum_{i=1}^l a_i \cdot \tilde{u}_i ; v = \sum_{j=1}^m b_j \cdot \tilde{v}_j ; w = \sum_{k=1}^n c_k \cdot \tilde{w}_k \quad (1)$$

Dosazením těchto aproximací do výrazu pro celkový potenciál

$$\Pi = W - P \quad (2)$$

kde  $W$  je energie napjatosti tělesa  $\Omega$

$$W = \frac{1}{2} \int_{\Omega} \sigma^T \cdot \varepsilon \, dV \quad (3)$$

kde  $P$  je potenciál vnějšího zatížení

$$P = \int_{\Omega} u^T \cdot o \, dV + \int_{\Gamma_p} u^T \cdot p \, dS \quad (4)$$

V rovnicích vystupují tyto matice

• Posuvů	$u^T$	$[u, v, w]$
• Přetvoření	$\varepsilon^T$	$[\varepsilon_x, \varepsilon_y, \varepsilon_z, \gamma_{xy}, \gamma_{yz}, \gamma_{zx}]$
• Napětí	$\sigma^T$	$[\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z, \tau_{xy}, \tau_{yz}, \tau_{zx}]$
• Objemového zatížení	$o$	$[o_x, o_y, o_z]$
• Plošného zatížení	$p^T$	$[p_x, p_y, p_z]$

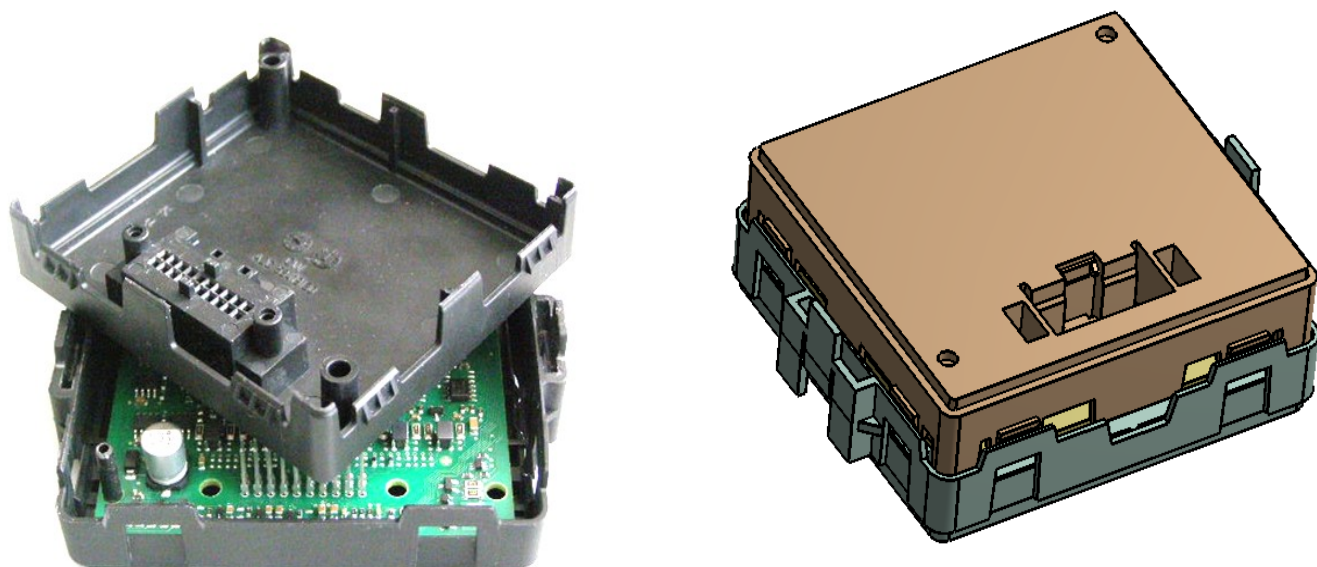
Lze přejít ze stanovení funkcionálu  $\Pi(u, v, w)$  závislého na funkcích  $k$  k funkcionálu  $\Pi(a_i, b_j, c_{k...})$  závislého na konečném počtu parametrů  $(a_i, b_j, c_{k...})$ . Řešením soustavy se získají parametry  $(a_i, b_j, c_{k...})$  a tím i aproximace rovnic posuvů. MKP využívá báze funkce, které jsou nenulové jen v určitých krátkých intervalech.

Veškeré numerické simulace pro tuto práci budou provedeny v sw. ANSYS® classic, workbench V. 14, který využívá firma Continental. Bylo by samozřejmě možné tyto problémy řešit i jinými programy na bázi MKP (MARC, ABAQUS, NASTRAN ...)

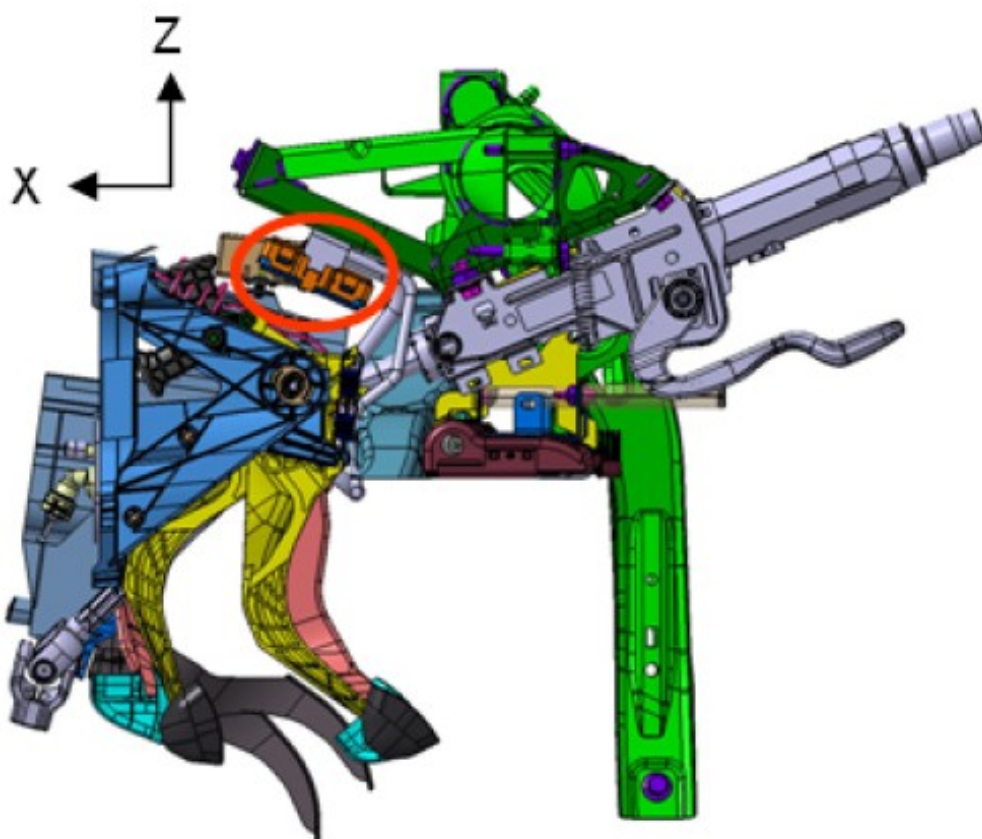
## 5. Definice krytu pro optimalizaci

Jedná se o kryt malé řídicí jednotky, která bude umístěna v kabinovém prostoru vozu. Tato jednotka se bude skládat z dvou plastových dílů, které svírají DPS. Tyto díly mají definovaný vnější tvar a nelze jej modifikovat. Možné je změnit uspořádání a tvar žeber ve vnitřním prostoru. Materiál plastových částí je PA6.6, držák ECU je ocelový svařenec plechu a tyčí.

obr. 9 model pro optimalizaci



obr. 10 umístění ECU ve voze



## 6. Numerická analýza stávajícího krytu při montáži

Z důvodů nedostatku podkladů a pro další možnosti porovnání optimalizovaných částí se nejprve provedla simulace stávajícího řešení, která by měla odrážet právě výše popsané konstrukční problémy. Vstupní data pro simulaci jsou exportovány z CATIE V5 do prostředí ANSYS. Materiálové hodnoty:

**tab. 1 materiálové vlastnosti DPS**

DPS		
typ	hodnota	jednotky
hustota	1910	kg*m <sup>-3</sup>
Youngův modul ve směru x	16900	MPa
Youngův modul ve směru y	16900	MPa
Youngův modul ve směru z	7400	MPa
Poissonova konstanta v rovině xy	0,39	---
Poissonova konstanta v rovině yz	0,39	---
Poissonova konstanta v rovině zx	0,11	---
Smykový modul v rovině xy	7600	MPa
Smykový modul v rovině yz	7600	MPa
Smykový modul v rovině zx	3300	MPa

**tab. 2 materiálové vlastnosti PA 6.6**

PA 6.6 suchý stav		
typ	hodnota	jednotky
hustota	1130	kg*m <sup>-3</sup>
Youngův modul	3100	MPa
Poissonova konstanta	0,35	---
Smykový modul	3444,4	MPa
mez kluzu	85	MPa
mez pevnosti	130	MPa
poměrné prodloužení na mezi kluzu	3	%
poměrné prodloužení na mezi pevnosti	30	%

Materiálové vlastnosti PA 6.6 jsou měřeny v suchém stavu. Pro výpočet jsou použity zejména z důvodu, že zkoušky a montáž jsou prováděny na vzorcích přicházejících těsně od výroby. Vlivem nasákavosti totiž klesá Youngův modul pružnosti a roste hustota.

### 6.1. Stanovení elastoplastického materiálového modelu

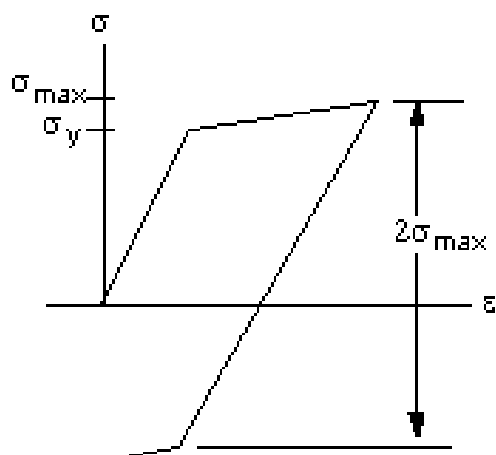
Překročí-li napětí mez úměrnosti začnou vznikat permanentní přetvoření. Pro případ výpočtu sevření DPS a následného zatěžování kompletní jednotky nelze zanedbat historii zatěžování. Lze však zanedbat závislost rychlosti deformace.

určení meze úměrnosti v software ANSYS

$$\sigma_e = f(\{\sigma\}) \quad (5)$$

V případě že ekvivalentní napětí je rovné parametru meze úměrnosti v materiálu, budou vznikat plastické deformace. V případě, že  $\sigma_e$  je menší než  $\sigma_y$  pak budou přetvoření a napětí pouze elastické, tzn. řízené elastickým modulem pružnosti.

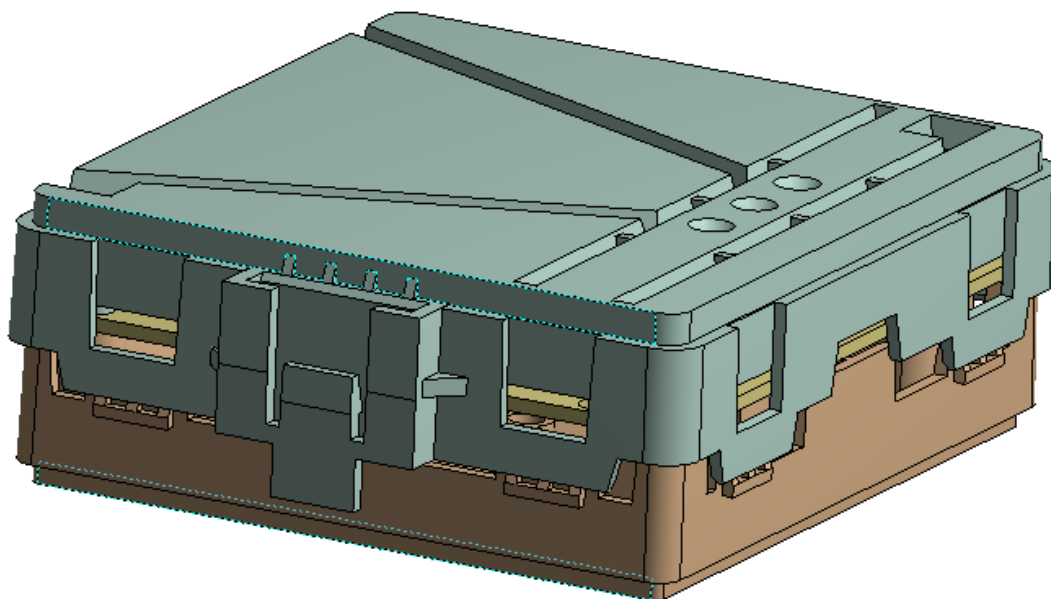
$$f(\{\sigma\}) = \sigma_y \quad (6)$$

**graf 1.bilineární isotropní materiálový model zpevnění****6.2. Nastavení okrajových podmínek analýzy – experimentu**

Při reálném testování je spodní kryt s osazenou DPS položen na pevné desce. Počátečními podmínkami je kontakt horního krytu v oblasti úchytů a částečné zasunutí vodících čepů.

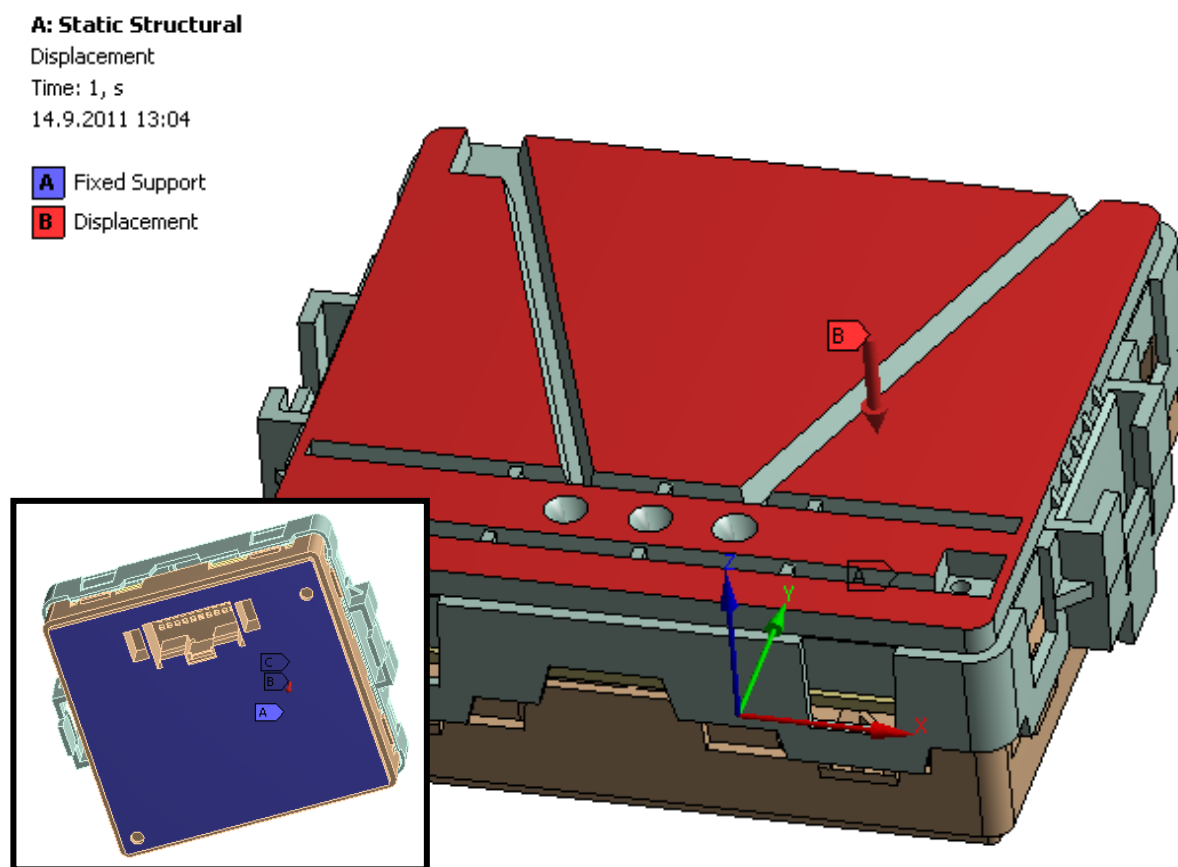
**obr. 11 počáteční poloha při testování – foto reálného dílu**



**obr. 12 nastavení modelu pro simulaci**

V této pozici je uvažován počátek, tj. nulové posunutí a nulová montážní síla. Následně je vyvíjena tlaková síla na horní kryt a dochází k posupné montáži. Tato síla je následně zaznamenávána do grafu.

obr. 13 nastavení okrajových podmínek



### 6.3. Nastavení parametrů sítě

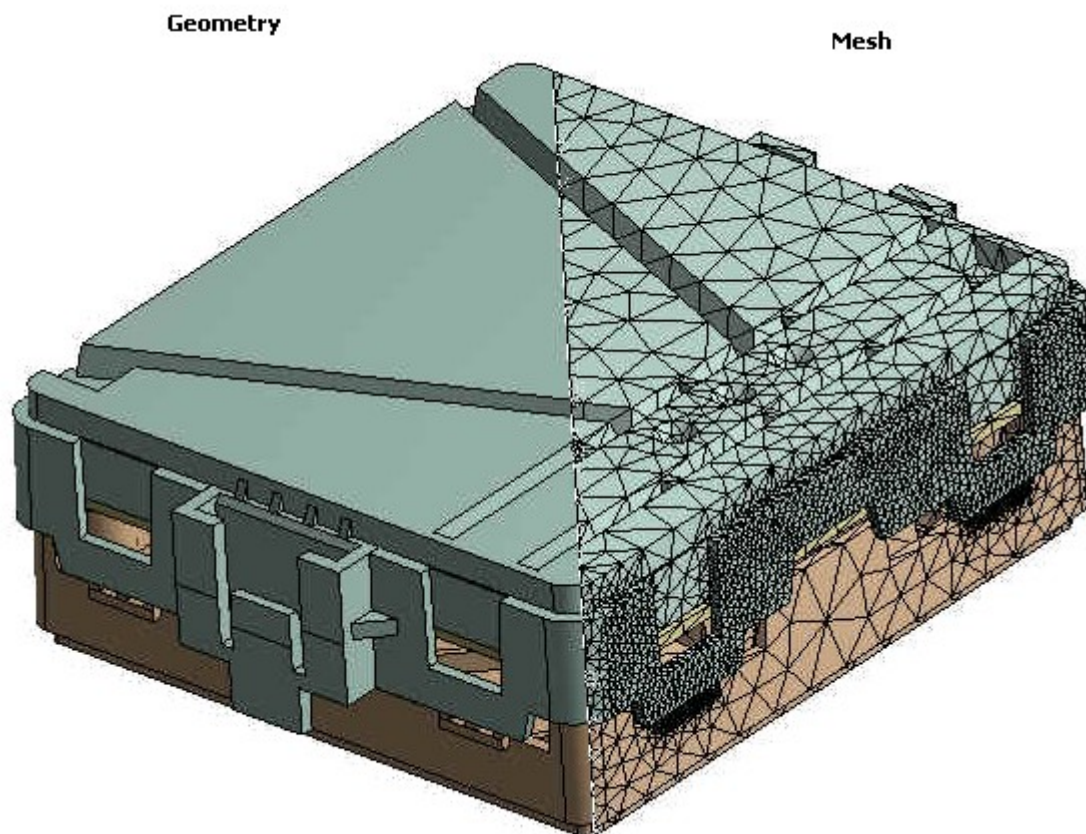
Přesnost výsledků značně závisí na nastavení sítě použité pro výpočet. Pro tento případ je model síťován prvky:

- Solid187
- Solsh190
- Conta174
- Targe170



Vlastnosti zvolených prvků nebudou v této práci blíže popsány, veškeré informace lze naléznout v uživatelském manuálu software ANSYS [1].

**obr. 14** zobrazení sítě na geometrii



parametry sítě:

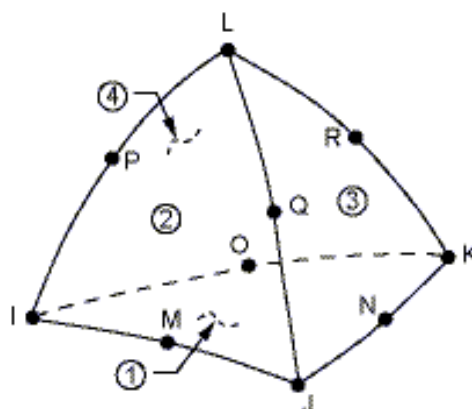
- Čtyřstěny s mezi uzly (10 uzlů na jeden prvek) plná integrace,
- Minimální velikost sítě 0,067mm
- Maximální velikost sítě 13,46mm
- Celkový počet uzlů 292296
- Celkový počet prvků 163879

V důležitých místech na geometrii je síť výrazně zjemněna, zejména však v místech úchytů a stěny ve vzájemném kontaktu.

#### 6.4. Popis použitých elementů

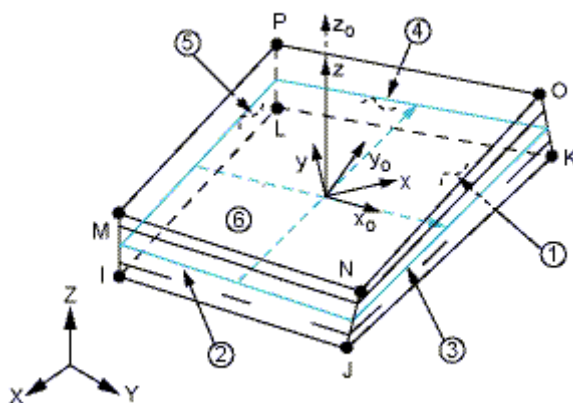
Solid187 je 10 uzlový tetraedr s kvadratickou bázovou funkcí a třemi stupni volnosti v každém uzlu (posunutí v ose  $x$ ,  $y$ ,  $z$ ) s plnou integrací a 4 integračními body. Je vhodný pro popis složitých tvarů geometrie. Podporuje materiálové nelinearity i velké deformace.

obr. 15 geometrie elementu solid187



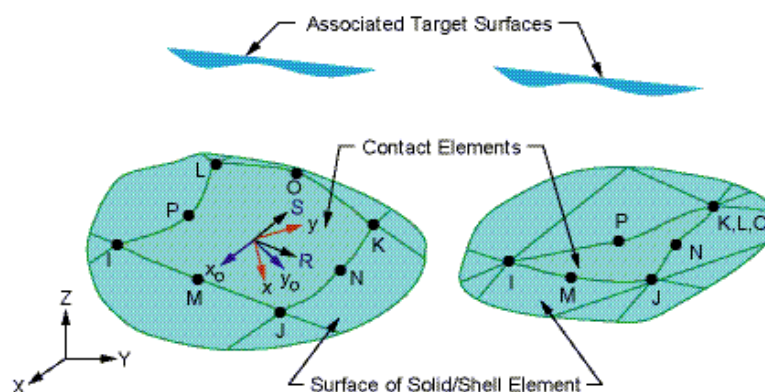
Solsh190 je 4 uzlový skořepinový prvek s lineární bázovou funkcí a třemi stupni volnosti v každém uzlu (posunutí v ose  $x$ ,  $y$ ,  $z$ ) s plnou integrací a  $2 \times 2$  integračními body (v rovině) skrze tloušťku až 9 bodů. Je vhodný pro popis 3D geometrie, kterou lze matematicky zjednodušit na skořepinu. Přesnost modelování kompozitních skořepin je řízena prvním řádem (lin. bázovou funkcí) a smykovou deformační teorií známou jako Mindlin – Reissner.

obr. 16 geometrie elementu solsh190



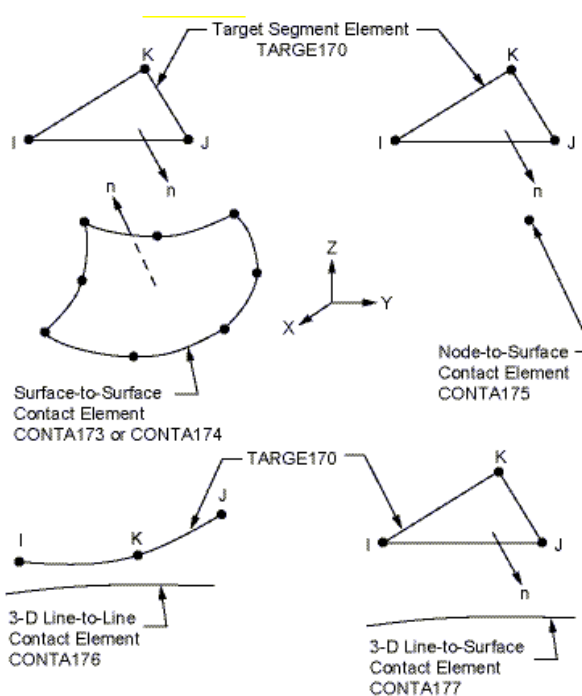
Conta 174 je element určený k definici kontaktní plochy mezi 3D cílovými tělesy. Element má stejné geometrické vlastnosti jako 3D elementy, skořepiny se kterými je spojen. Umožňuje do kontaktního rozhraní zahrnout tření.

obr. 17 geometrie elementu conta174



Targe170 je element určený k definici druhé strany kontaktního rozhraní. Umožňuje použití na 3D elementech, skořepinách, 1D prvcích, hranách a bodech.

obr. 18 geometrie elementu targe170



## 6.5. Nastavení kontaktů

Celá úloha obsahuje celkem 42 805 kontaktních elementů. Všechny kontaktní rozhraní jsou nelineární s uvažováním isotrovního smykového tření. Koeficient tření je zvolen dle předchozích experimentů na hodnotu 0,1. Kontakt je detekován na gaussových bodech conta174 elementů a uzlových bodech target170. Algoritmus výpočtu je čistá penalizační metoda s manuálně nastavenou hodnotou koeficientu tuhosti.

Penalizační funkce:

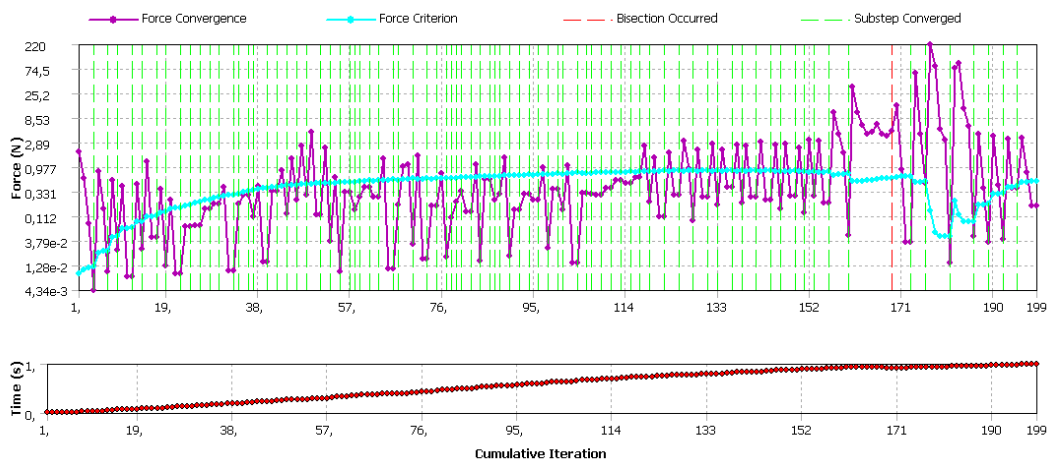
$$F_n = K_{normal} \cdot x_{pene} \quad (7)$$

Jelikož tření způsobuje, že globální matice tuhosti není symetrická a je snadou dosáhnout co nejpřesnějších výsledků byl také zapnut nesymetrický řešič (Ansys do hodnoty tření 0,25 globální matici tuhosti symetrizuje za účelem dosažení lepšího výpočetního času).

## 6.6. Nastavení řešiče

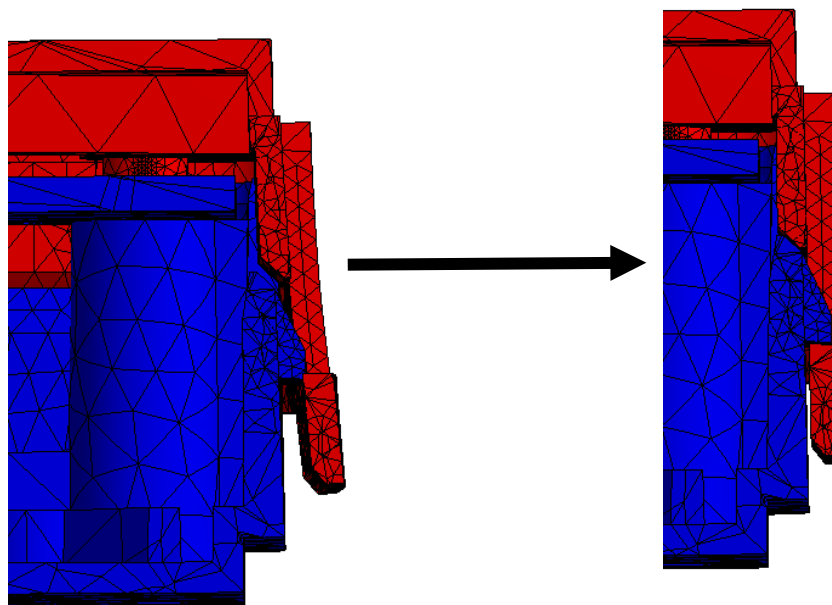
Pro řešení této nelineární úlohy (nelineární kontakty, teorie velkých deformací, nelineární řešení ztráty stability) je použito Newton-Raphsonovy iterační metody společně s nesymetrickým řešičem a v závěru výpočtu je také aktivována stabilizace. Celkový posuv je rozdělen na 82 malých posuvů (substepů). Průběh silové konvergence je vidět na obr. Níže.

obr. 19 průběh výpočtu graficky



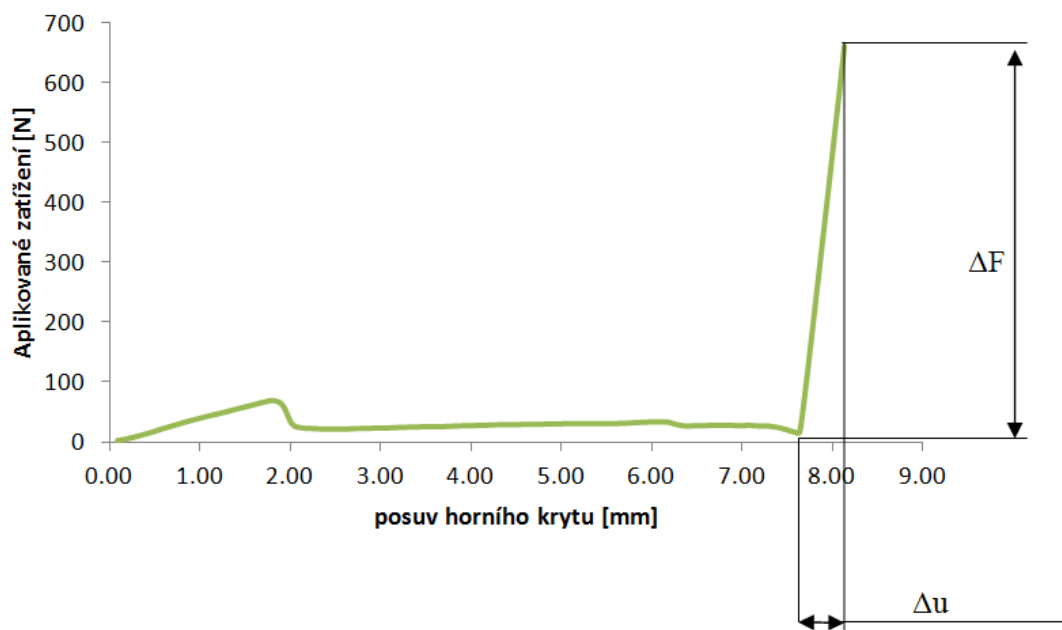
V průběhu lze vidět, že kolem kumulativní iterace 170 dochází k divergenci úlohy. To je způsobeno náhlým zacvaknutím. Pro tento případ byla aktivována energetická stabilita.

**obr. 20 pozice horní krabice okolo 170. iterace**



## 6.7. Vyhodnocení výsledků

Jak již bylo zmíněno je velmi důležité jakou silou je DPS sevřeno. Velikost sevření je značně závislá na výrobních tolerancích, a proto byl v analýze nastaven posuv o limitní hodnotu tolerance delší. Tedy lze s grafu vyčíst minimální a maximální velikost svírací síly.

**graf 2. aplikované zatížení v závislosti na posuvu horního krytu**

Po zacvaknutí všech úchytů za předpokladu spodní limity tolerancí je možné že DPS bude držena silou 15 N nebo v případě opačné a to maxima tolerancí bude DPS držena 659 N. Přičemž  $\Delta F = 644$  N při  $\Delta u$  0,496 mm. Zejména kvůli takto vysokým rozdílům svírajících sil je nutné navrhnout systém který bude méně citlivý na změny tolerancí.

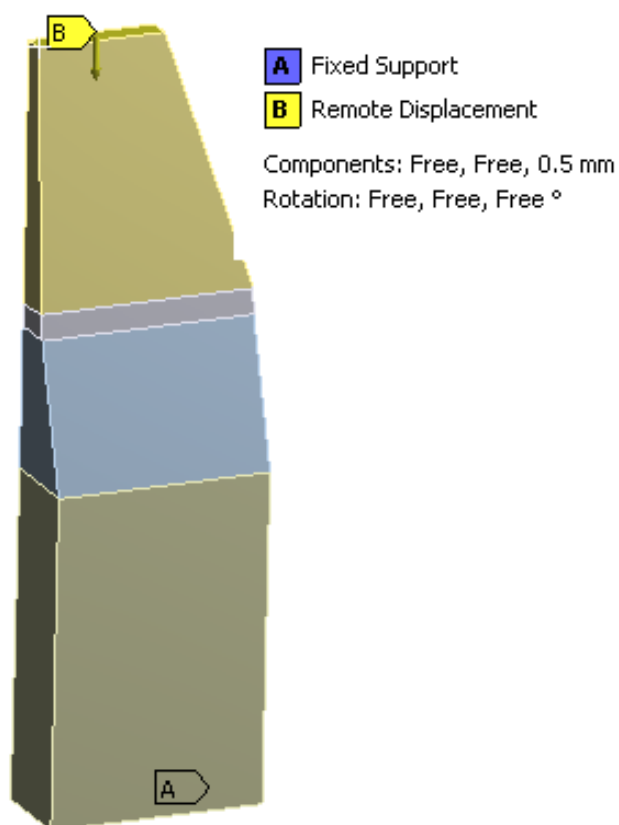
## **7. Konstrukční řešení žeber svírajících DPS + implementace do stávajícího krytu**

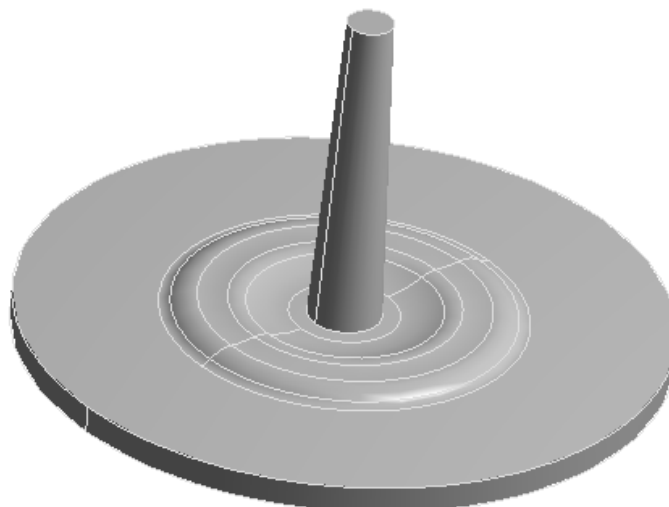
Pro finální zpracování byly vybrány dvě varianty pracující na rozdílných principech. Nejvýhodnější možností je navrhnout tvar žebra tak, že při procesu montáže krytů do sebe po určité deformaci žebro z důvodu ztráty stability vybočí. V tomto případě lze stanovit sílu, při které vybočí a dále již nebude montážní síla lineárně narůstat. Při správném návrhu štíhlosti žebra nedojde k překročení meze kluzu a žebro bude i nadále v pružné oblasti popřípadě dojde k mírné plastizaci, která však nesmí ohrozit funkčnost a životnost. Výhodou některých druhů plastů je také relaxace napětí, která sice zapříčiní pokles přítláčné síly ale ne na míru kritickou.

### 7.1. stanovení tvaru žebra

Tvar žebra musí respektovat požadavky vyrobiteľnosti, mechanické odolnosti, velkosériové výroby a možnosti snadné modifikace například pro jiný typ materiálu nebo druh krytu. Posledním neméně významným požadavkem byl kontaktní prostor na DPS, který by měl být pokud možno co nejmenší, díky čemu by byla plocha DPS co nejvíce využita pro elektronické komponenty. Na základě výše uvedených parametrů postupem vývoje dle metodiky [4] vyšly jako nejvhodnější tvary obr. 17. obr. 18.

obr. 21 tvar žebra 1, okrajové podmínky,



**obr. 22 tvar žebra 2**

## **7.2. porovnání navržených variant**

hodnocení variant od 1 do 5. Čím vyšší číslo tím vyšší hodnocení

**tab. 3 srovnání variant**

porovnávací kritérium	tvar 1	tvar 2
Náklady na výrobu	4	5
nároky na prostor	5	2
spolehlivost	4	5
životnost	5	5
jednoduchost modifikace	5	3
silový průběh	5	3
efekt na vnější vzhled krytu	5	1
ovlivněná plocha DPS	3	5
celkem	36	29



Tvar žebra 1 splňuje veškeré výše zmíněné nároky, značnou nevýhodou však zůstává větší oblast na DPS kde nesmí být umístěny komponenty, jelikož by mohlo dojít k jejich poškození vlivem montáže. Na rozdíl od tvaru 2 žebro neovlivní vnější vzhled krytu a lze velmi snadno modifikovat jeho tuhost zvětšením či zmenšením volné podmíněně stabilní oblasti čímž docílit vyšší nebo nižší potlačovací síly. Případně tuto sílu naladit na jiný druh materiálu.

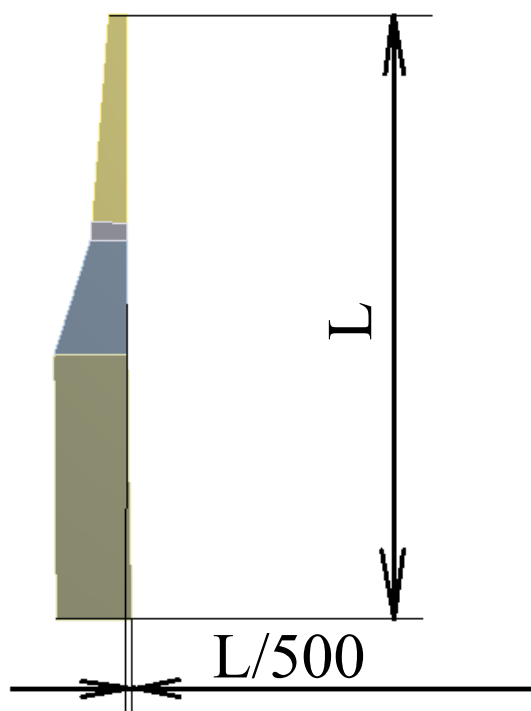
### 7.3. Nastavení nelineární analýzy stability

Analýza ztráty stability konstrukce je velmi závislá na precisním zpracování fáze preprocesu a správnému nastavení řešiče. Z těchto důvodů byl tvar žebra vyříznut z krytu ECU, přičemž samotný kryt byl nahrazen příslušnou okrajovou podmínkou. Posuv DPS ve svislém směru byl nahrazen posuvem bodu s nastavením vazebních rovnic mezi kontaktní plochou a řídicím bodem. Díky těmto zjednodušením lze úlohu parametrizovat pro optimalizační algoritmus stejně tak i pro statistické řešení kde mohou být proměnné materiálové vlastnosti, rozměry, posuv řídicího bodu. Pro řešení nelineární stability byla analýza rozdělena na dva zátěžné stavy s rozdílnými přírůstky zatížení. V první části lze úlohu uvažovat za téměř lineární, a tedy lze pro urychlení výpočtu nastavit velké přírůstky zatížení (vždy nižší než  $2^\circ$  natočení pro dodržení přesnosti). V druhé části kdy dochází k ztrátě stability a následné post-kritické oblasti deformací jsou přírůstky zatížení velmi malé, aby nebylo nutné úlohu numericky stabilizovat. Dalším důvodem malých přírůstků zatížení je překročení meze kluzu materiálu a tím možnost kumulování chyby v podobě plastických deformací.

Vzhledem k snaze mít úlohu co nejstabilnější při velkém rozsahu přetvoření bylo nezbytné využití mapované sítě založené na prvcích solid186 s kvadratickou bázovou funkcí a třemi stupni volnosti v každém uzlu s plnou integrací (4 integrační body na element). Nezbytnou podmínkou pro řešení nelineární stability je také imperfekce. Při řešení této analýzy byly vyzkoušeny dva způsoby zavedení imperfekcí v prvním případě byla zavedena silová imperfekce tedy síly působící kolně k hlavnímu směru zatížení o velikosti 0,1 % majoritního zatížení. Pro validaci úlohy byl následně vyzkoušen postup s velikostí 0,01 % a 0,001% hlavního zatížení. Vzhledem k závislosti výsledků na boční síle byl tento postup nahrazen imperfekcí tvarovou kde ideální tvar žebra byl nahrazen tvarem prohnutým kde velikost prohnutí byla rovna  $L/250$ ,  $L/500$ . Výsledky při těchto

imperfekcí byly velice podobné a po zvážení faktu, že nelze žebra vyrobít ideálně rovné byl v analýze použit tento přístup.

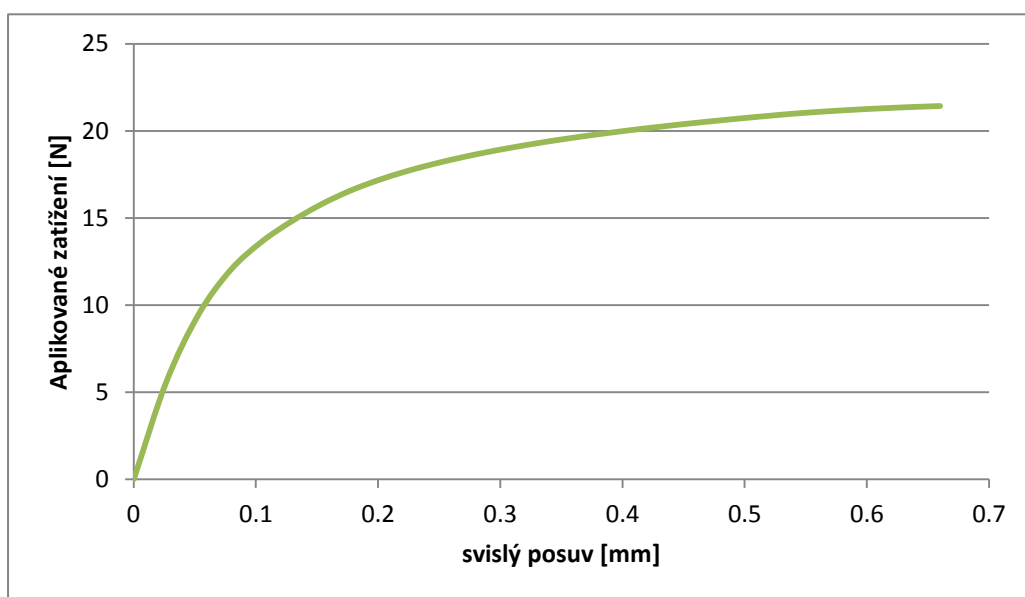
**obr. 23 stanovení geometrické imperfekce**



#### **7.4. Vyhodnocení výsledků žebra tvaru 1**

Výše zobrazený tvar žebra nepřesáhne mez kluzu materiálu do svislého posunutí 0,5 mm, přičemž největší vybočení dosahuje 1,91 mm. Průběh svislé deformace pod zadaným zatížením zobrazuje graf 2. Při dosažení posunutí 0,53 mm začíná plastizace vnějších tlačných vláken a okolo hodnoty 0,6 mm se začínají plastizovat také vnější tažená vlákna. Na konci testu – svislé posunutí 0,65 mm je maximální plastické přetvoření 0,5% a celkové prodloužení je rovno 3,3%.

graf 3. průběhu aplikovaného zatížení a svislé deformaci žebra

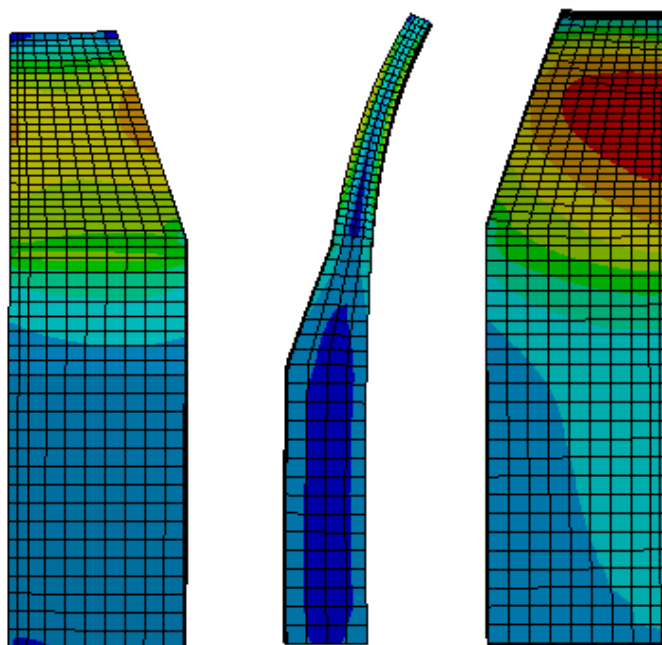
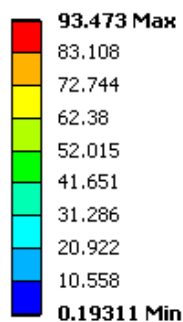
obr. 24 tvar vybočení žebra a HMH napětí při svislé posunutí  
0,6mm**Equivalent Stress**

Type: Equivalent (von-Mises) Stress

Unit: MPa

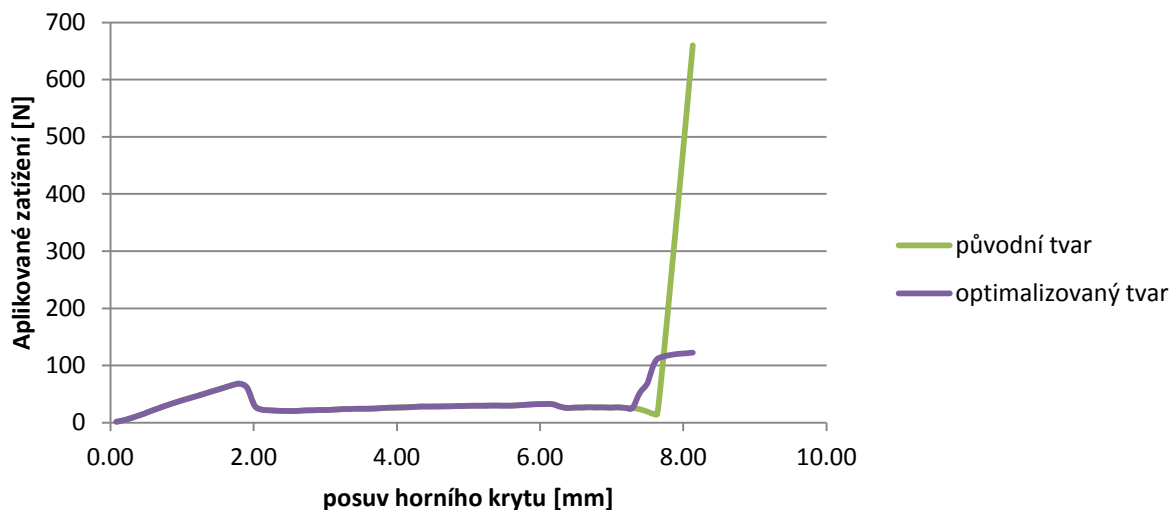
Time: 0.76667

4/3/2013 8:00 AM



Po implementaci takto modifikovaných žeber do kompletního systému krytu vypadá výsledný graf následovně:

**graf 4. průběhu aplikovaného zatížení a svislé deformaci žebra**



Kdy již před zacvaknutím všech úchytů narůstá síla držící DPS a po úplném zacvaknutí je síla okolo hodnoty 110 N. Přičemž následný nárůst síly je již velice pozvolný jelikož u žeber podpírajících DPS došlo k vybočení z důvodu ztráty stability.

## 8. Výpočet optimalizovaného krytu na provozní zatížení

Postup výpočtu je založen na faktu, že do modální analýzy nelze zahrnout veškeré nelinearity, které úloha obsahuje (nelineární deformace, nelineární materiál, nelineární kontakty). V první fázi je nutné provést simulaci montáže krytu. Na základě výsledků posunutí uzlů jednotlivých elementů zmodifikovat původní konečnoprvkovou síť a tu následně exportovat. Tímto exportem není možné uvažovat v modální analýze vliv předpětí způsobený montáží, ale lze z nelineární strukturální analýzy získat zdeformovaný tvar - v tomto případě smontovaný kryt, úlohu kompletně přenastavit a linearizovat pro potřeby následujících zkoušek. Pro posouzení žeber je třeba vzít v úvahu, že žebra nesou pouze poměrnou část hmotnosti DPS a to pouze v normálovém směru. Ve směru tečném je DPS drženo čepy procházejícími skrze něj.

Proto lze posouzení zformulovat do tvaru:

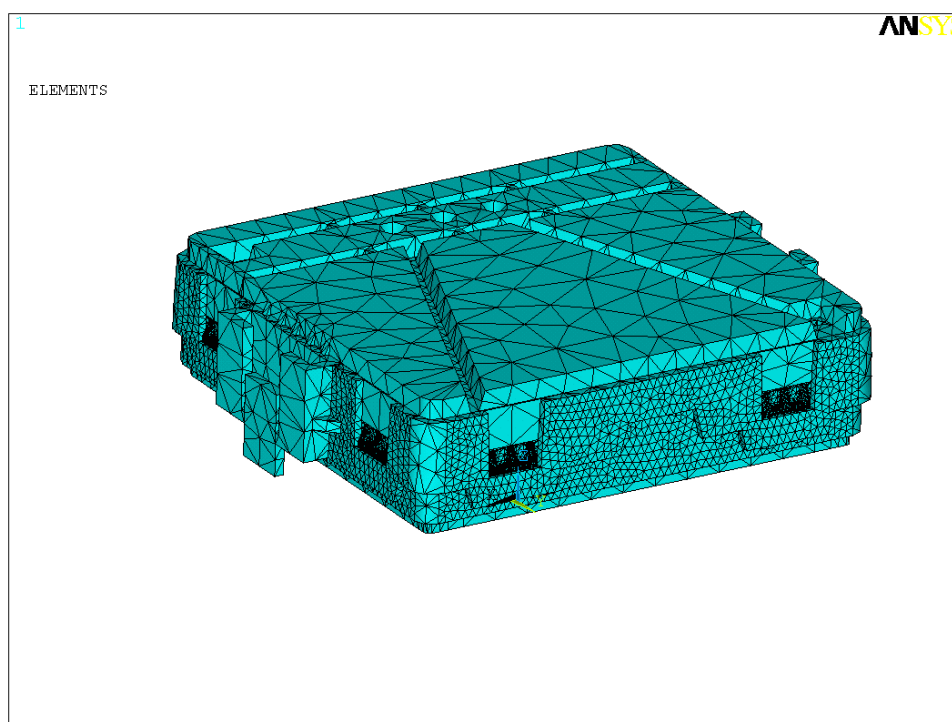
$$m_{DPS\,eff} \cdot a_z \leq \sum F_n \quad (8)$$

kde efektivní rozkmitaná hmota vynásobená zrychlením v příslušném směru nesmí přesáhnout únosnosti předem separátně spočtených podpírajících žeber.

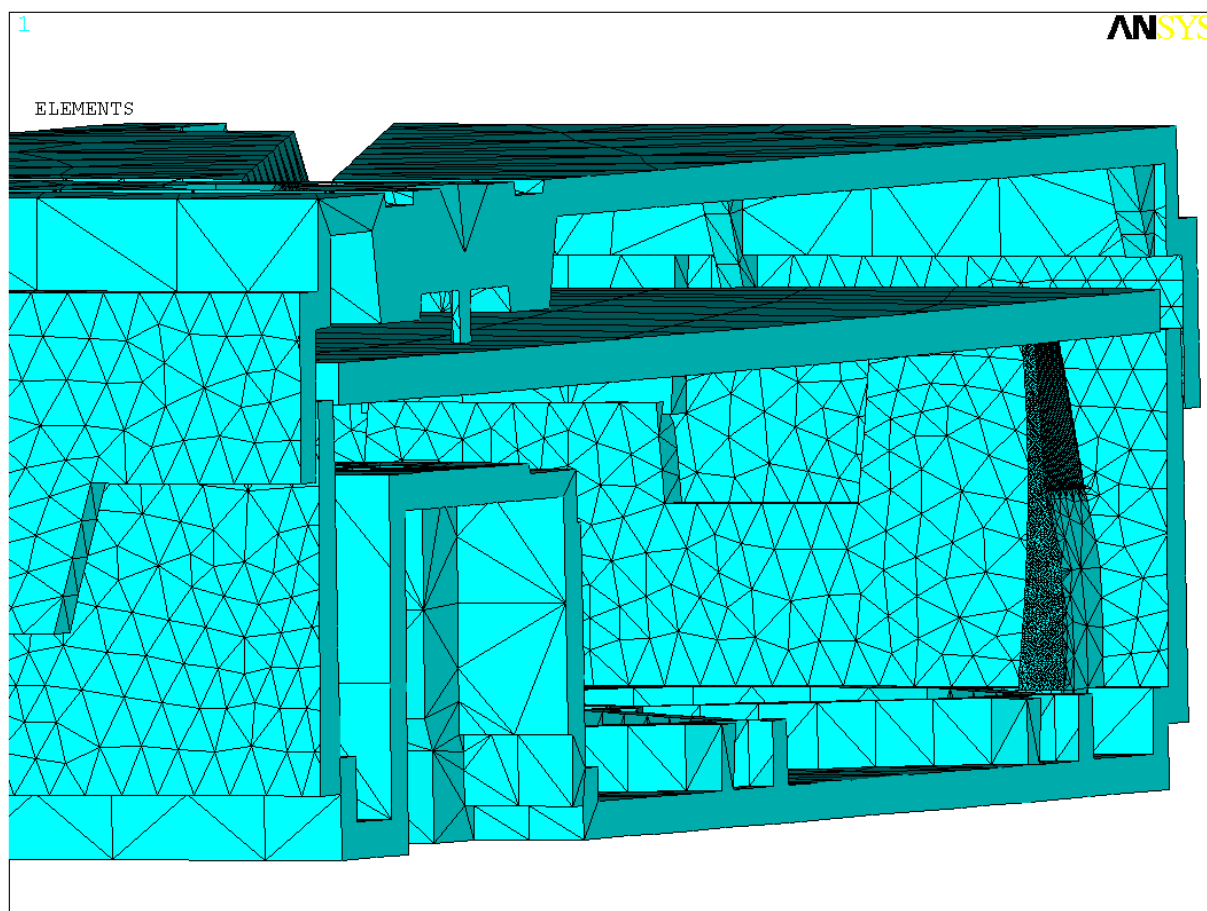
### 8.1. Nastavení modální analýzy

Pro podmínky modální analýzy je nutné kompletně přepracovat všechny kontaktní místa. Interakce čepů a DPS je řešena pomocí kontaktních rozhraní "*no separation*" spojení mezi žebry a DPS je nahrazeno "*bonded*" kontaktem. Tyto změny by neměly mít výrazný vliv na výsledky za předpokladu malých deformací (natočení uzlů do 2°). Algoritmus výpočtu kontaktů je čistá penalizační formulace a to v normálovém i tečném směru zejména z důvodu využití distribuovaného řešiče.

obr. 25 síť konečných prvků



obr. 26 řez modelem pohled na zdeformované žebro



Pro řešení úlohy vlastních tvarů byla využita Lanczosova metoda

$$[K][\Phi] = [M][\Phi][\Omega^2] \quad (9)$$

kde modální matice  $[\Phi]$  obsahuje sloupce vlastních tvarů kmitání

$$[\Phi] = [\{R_0\}_1 \{R_0\}_2 \dots \{R_0\}_N] \quad (10)$$

kde diagonální matice  $[\Omega^2]$  obsahuje čtverce vlastních kruhových frekvencí

$$[\Omega^2] = \begin{bmatrix} \Omega_1^2 & & & \\ & \Omega_2^2 & & \\ & & \dots & \\ & & & \dots \\ & & & & \Omega_N^2 \end{bmatrix} \quad (11)$$

V modální analýze tohoto typu je nejdůležitější zjistit, jestli se ve frekvenčním rozsahu 0 – 300 Hz vyskytují významné vlastní tvary (posuv DPS v podélném a příčném směru) společně s množstvím rozkmitané hmoty.

## 8.2. Vyhodnocení výsledků

Vyhodnocení výsledků je nutné provést z mnoha pohledů. První a zároveň nejčastější hledisko je, zdali se vlastní tvar nachází v testovaném frekvenčním spektru, přičemž ideálním případem je systém navrhnut tak aby jeho tuhost byla co nejvyšší a tím i dynamická odezva vyšla optimálně. V tomto případě však je žádoucí mít systém navržen tak, že bude mít při rezonanci dostatečnou životnost a nebude způsobovat slyšitelný zvukový doprovod přičemž bude splňovat podmínky velkosériové výroby. Další důležitý výsledek modální analýzy je participační faktor a efektivní rozkmitaná hmota.

Kde je participační faktor počítán následovně:

$$\gamma_i = \{\phi\}_i^T [M] \{D\} \quad (12)$$

kde:

$\{D\}$  převzatá hodnota spektra posunutí a rotací v každé ose (okolo osy pro rotace) globálního kartézského souřadného systému

Kde efektivní rozkmitaná hmota je determinována:

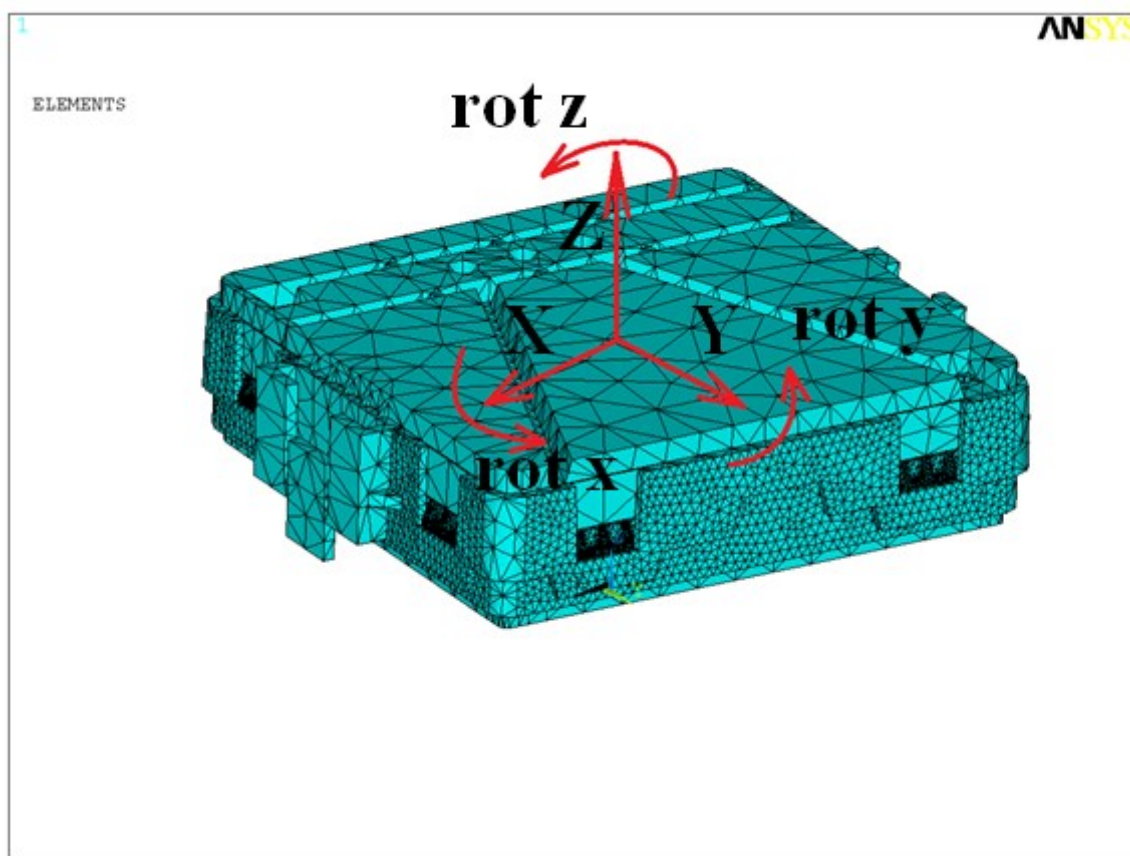
$$M_{eff,i} = \frac{\gamma_i^2}{\{\phi\}_i^T [M] \{\phi\}_i} \text{ pokud } \{\phi\}_i^T [M] \{\phi\}_i = 1 \quad (13)$$

tab. 4 spočtené vlastní frekvence

<b>osa x posuvy</b>					
<b>Mód</b>	Frekvence [Hz]	Perioda [s]	Participační faktor	efektivní hmota [kg]	Poměr efektivní hmoty k hmotě celkové
1	19.3211	5.17E-02	1.04E-02	1.08E-04	3.59E-03
2	25.0752	3.98E-02	1.73E-01	2.98E-02	0.992135
3	26.2527	3.80E-02	1.07E-02	1.15E-04	3.81E-03
<b>osa y posuvy</b>					
<b>Mód</b>	Frekvence [Hz]	Perioda [s]	Participační faktor	efektivní hmota [kg]	Poměr efektivní hmoty k hmotě celkové
1	19.3211	5.17E-02	-1.14E-02	1.29E-04	4.29E-03
2	25.0752	3.98E-02	1.09E-02	1.20E-04	3.98E-03
3	26.2527	3.80E-02	1.73E-01	2.98E-02	0.991178
<b>osa z posuvy</b>					
<b>Mód</b>	Frekvence [Hz]	Perioda [s]	Participační faktor	efektivní hmota [kg]	Poměr efektivní hmoty k hmotě celkové
1	19.3211	5.17E-02	1.73E-01	2.98E-02	0.991177
2	25.0752	3.98E-02	-9.66E-03	9.33E-05	3.11E-03
3	26.2527	3.80E-02	-1.16E-02	1.34E-04	4.46E-03
<b>rotace okolo osy x</b>					
<b>Mód</b>	Frekvence [Hz]	Perioda [s]	Participační faktor	efektivní hmota [kg]	
1	19.3211	5.17E-02	4.32E-01	1.86E-01	
2	25.0752	3.98E-02	-4.16E-01	1.73E-01	
3	26.2527	3.80E-02	-6.56E+00	4.30E+01	
<b>rotace okolo osy y</b>					
<b>Mód</b>	Frekvence [Hz]	Perioda [s]	Participační faktor	efektivní hmota [kg]	
1	19.3211	5.17E-02	6.56E+00	4.30E+01	
2	25.0752	3.98E-02	3.94E-01	1.55E-01	
3	26.2527	3.80E-02	4.07E-01	1.65E-01	
<b>rotace okolo osy z</b>					
<b>Mód</b>	Frekvence [Hz]	Perioda [s]	Participační faktor	efektivní hmota [kg]	
1	19.3211	5.17E-02	-4.25E-04	1.81E-07	
2	25.0752	3.98E-02	-1.51E-04	2.28E-08	
3	26.2527	3.80E-02	-5.85E-04	3.42E-07	



obr. 27 grafické zobrazení globálního souřadného systému



Z tabulky 2 vyplývá, že pro vyhodnocení žeber je nejkritičtější vlastní tvar 1 při frekvenci 19 Hz, kde je vybudeno 29 g hmotnosti v ose Z. Dle specifikace pro frekvence od 12,3 Hz do 100 Hz je testovací zatížení rovno hodnotě 3 G.

Stanovení zrychlení ve směru osy Z:

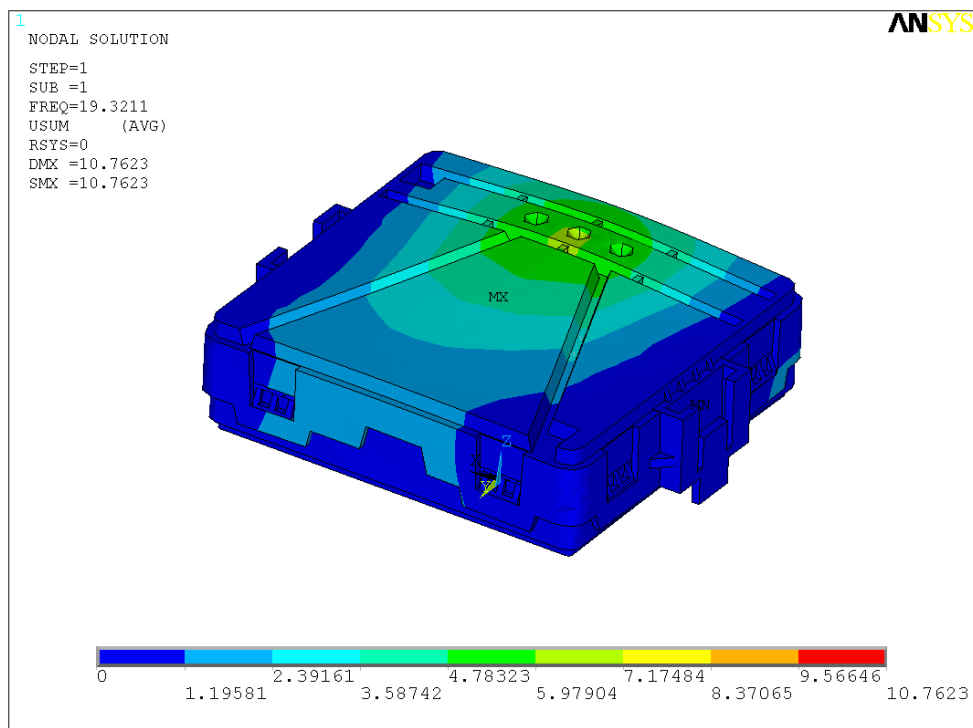
$$a_z = 3 \cdot g = 29,43 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2} \quad (14)$$

Posouzení žeber pro spočtené zatížení:

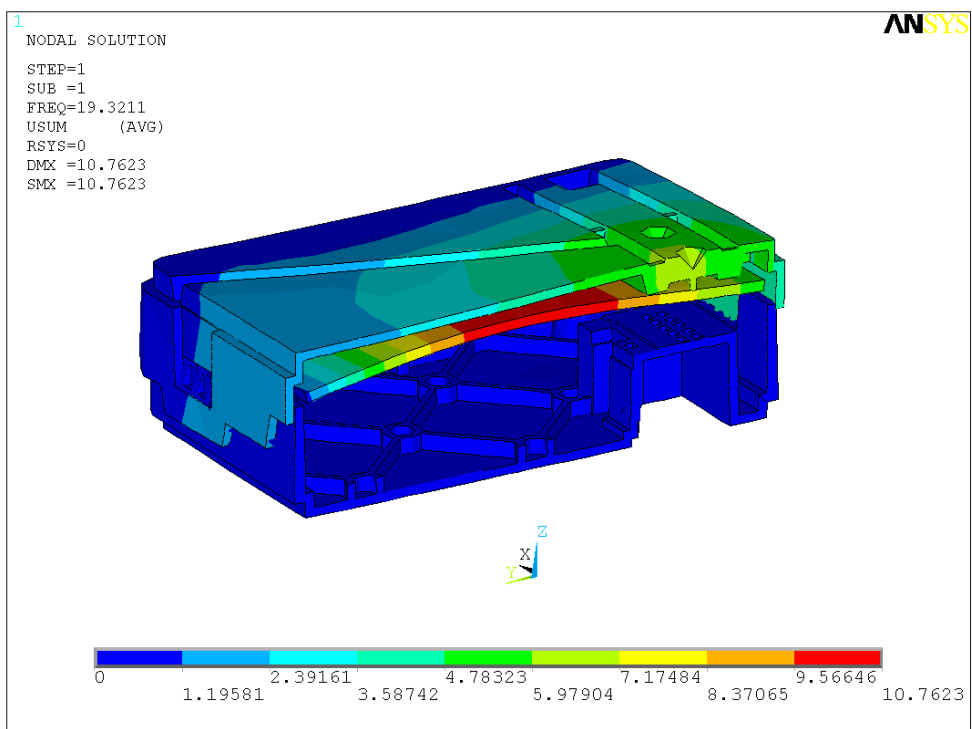
$$c \cdot m_{DPS\text{ eff}} \cdot a_z \leq \sum F_n \quad (15)$$

$$1,31 \leq 110$$

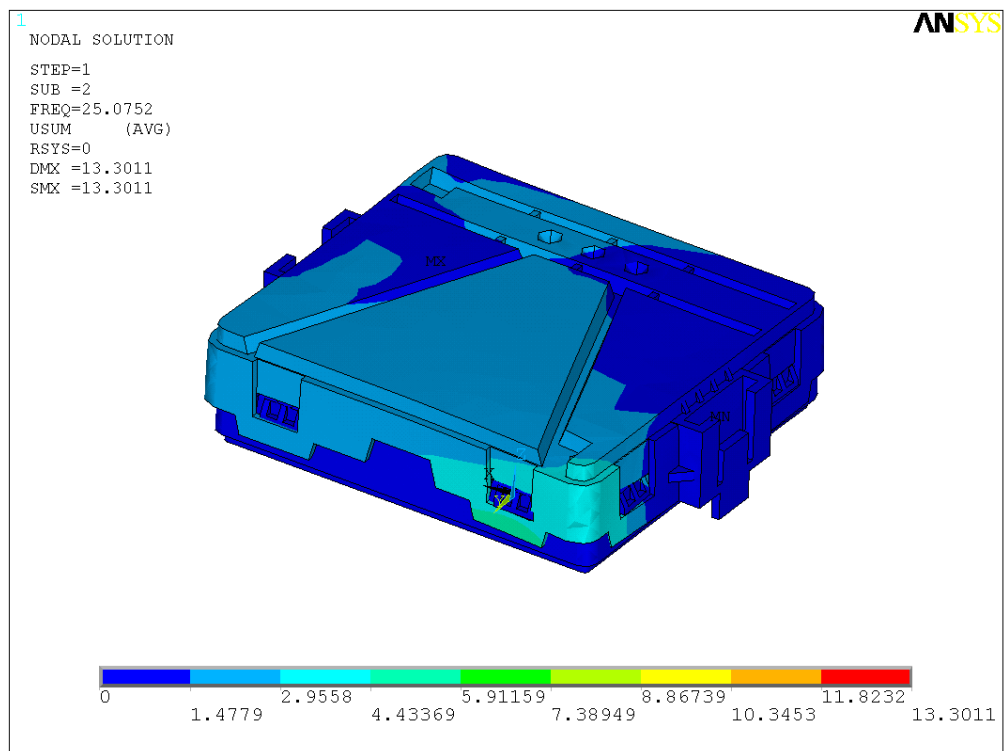
obr. 28 první vlastní tvar



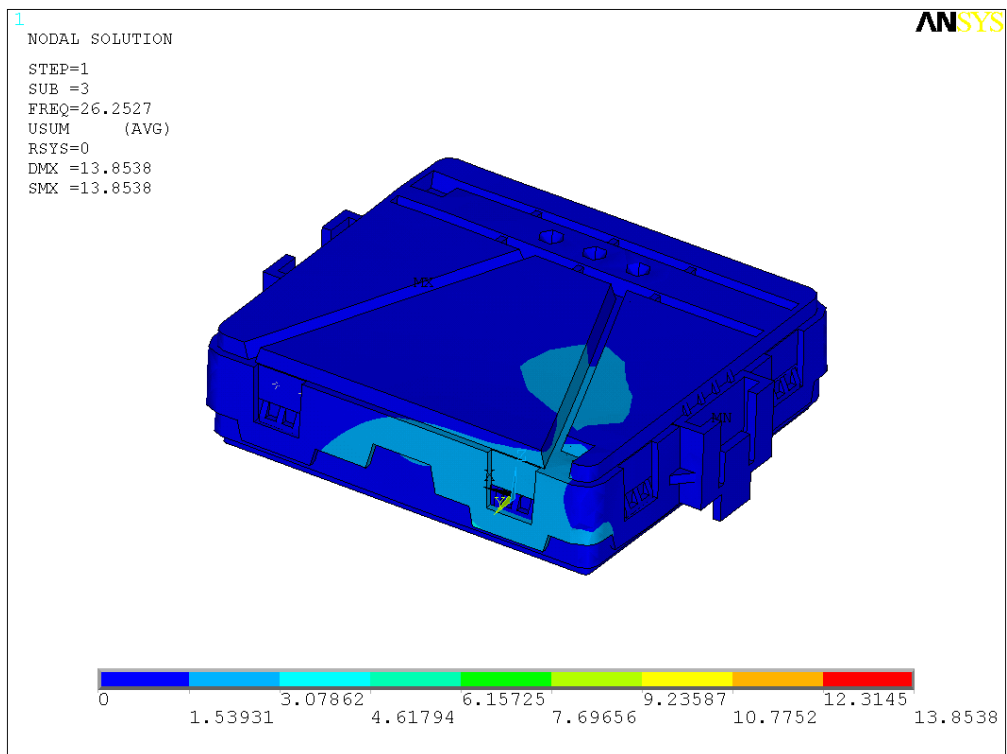
obr. 29 první vlastní tvar – řez



obr. 30 druhý vlastní tvar



obr. 31 třetí vlastní tvar



## 9. Závěr

V této práci byl analyzován stávající stav řešení, který byl podle požadavků na velké toleranční pásmo výroby označen za nevyhovující. Nejdůležitějším parametrem pro posuzování byl fakt, že při krajních mezích tolerancí, může dojít k poškození komponent uložených na DPS nebo v opačném stavu DPS nemusí být podepřeno vůbec a tím může vyvážet nepříjemné akustické rušení. Dále byla zpracována rešerše možností řešení podepření DPS v řídicí jednotce aby nedošlo k vývoji již vyvinutého.

Na základě stávajícího tvaru řídicí jednotky byl navržen nový tvar žebra, který respektuje výše uvedené požadavky a jinak nenaruší tvar jednotky. Vývoj tvaru žebra byl metodicky vyhodnocován. Pro navržený tvar byla vypracována numerická analýza, která uvažuje nelineární deformace, bilineární materiálový model a nelineární kontaktní rozhraní.

Optimalizovaný tvar žebra byl následně analyzován v dvoufázovém výpočtu v kompletu ECU. Již v první fázi montáže bylo viditelné zlepšení, kdy svírací síla nepřesáhla 200 N a lze ji snadno upravovat přidáním či odebráním počtu žeber. V druhé fázi je smontovaný tvar exportován do navazující simulace dynamického chování ve vozidle. V této analýze bylo sledováno, zda může dojít k uvolnění DPS během provozu či ne. V případě analyzované ECU je navržený počet žeber pro kvalitní podepření DPS dostatečný. Pro řešení numerických analýz byl využit software ANSYS.

## Seznam použité literatury:

- [1] LENERT, Jiří.: *Pružnost a pevnost 1*, Ostrava 2005, ISBN 80-248-0113-2.
- [2] MIČKAL, Karel.: *Technická mechanika 1*, Praha 1997, ISBN 80-86073-068.
- [3] ROZUM, Karel.: *Výrobní stroje 1*, Ostrava 2005, učební pomůcka.
- [4] HUBKA, Vladimír.: *Konstrukční nauka*, Zürich 1995, ISBN 80-90-1135-0-8.
- [5] LEINVEBER, Jan., VÁVRA, Pavel.: *Strojnické tabulky*, Praha 2008, ISBN 978-807361-051-7.
- [6] PETRUŽELKA, Jiří: *Ročníkový project. Jak psát bakalářskou práci*, Ostrava 2006, ISBN 80-90-1135-0-8.
- [7] LENERT, Jiří.: *Pružnost a pevnost 2*, Ostrava 2009, ISBN 978-80-248-1959-4.
- [8] Horyl Petr, <http://www.337.vsb.cz/mkp-ii-155.html>
- [9] *ANSYS help dokumentace*

-